

Кафедра «Машины и технологии АПК»

И.И. Швецов

МЕТОДИЧЕСКАЯ РАЗРАБОТКА
по теме №1: «ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДАХ»

Ставрополь 2019

Швецов И.И.

Методическая разработка по теме: «Общие сведения о гидроприводах» / сост. А.К. Кобозев, И.И. Швецов. – Ставрополь: ФГБОУ ВО «Ставропольский ГАУ», 2019. - 22 с.

Описаны общие сведения о гидроприводе. Предназначена для студентов факультета механизации сельского хозяйства, обучающихся по направлениям подготовки 35.03.06 - Агроинженерия и 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, изучающих гидропривод.

Для студентов всех форм обучения.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДАХ

[1.1 Основные понятия и определения](#)

[1.2 Краткие сведения об объемном гидроприводе](#)

[1.3 Основные оценочные показатели объемных гидроприводов](#)

[1.4 Принцип действия и основы конструкции гидродинамических передач \(гидромуфты, гидротрансформатор\)](#)

[Контрольные вопросы](#)

1.1 Основные понятия и определения

Гидроприводом называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством гидравлической энергии. В нем жидкость служит рабочим телом для восприятия и отдачи механической энергии.

В насосном гидроприводе рабочая жидкость подается в гидродвигатель насосом, входящим в состав этого привода. Источником энергии является приводящий двигатель.

В общем случае в состав насосного объемного гидропривода входят: гидropередача, гидроаппараты системы управления, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии.

Гидropередача – часть гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к машинам и механизмам.

Гидроаппараты применяют для изменения или поддержания заданного постоянного значения или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей среды. К ним относятся гидрораспределители и регуляторы потока.

Кондиционеры рабочей жидкости служат для получения необходимых качественных показателей жидкости. К ним относятся: гидроочистители, теплообменные аппараты, воздухопускные устройства.

Гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии – устройства, служащие для прохождения рабочей жидкости. Конструктивно они представляют собой трубопроводы, рукава, каналы и соединения. Различают: всасывающую, напорную и сливную линии, линию управления, а также дренажную линию (для удаления утечек в емкость).

В насосе механическая энергия приводящего двигателя преобразуется в гидравлическую, а в *гидродвигателе* гидравлическая энергия преобразуется в механическую. В результате осуществляемого преобразования энергии удается получить совместные характеристики приводящего двигателя и гидропривода, удовлетворяющие требованиям нагрузочных характеристик. *Системой управления* можно воздействовать на насос, гидроаппараты, гидродвигатель.

Гидродвигатель с поступательным движением выходного звена называется *гидроцилиндром*, с вращательным движением – *гидромотором*, с поворотным движением (менее 360°) – *поворотным гидродвигателем*. В соответствии с этим различают гидроприводы с поступательным, вращательным и поворотным движением выходного звена.

Гидропривод называется *регулируемым*, если в нем предусмотрено изменение (плавное или ступенчатое) скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Привод, в котором обеспечивается изменение направления движения выходного звена гидродвигателя при неизменном направлении вращения вала гидромотора, называется *реверсивным*.

1.2 Краткие сведения об объемном гидроприводе

Объемной, называется - гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении замкнутого изменяющегося объема (рабочей камеры) жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры. Под рабочей камерой понимается ограниченное пространство внутри машины, периодически меняющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода жидкости.

Если в состав гидропривода входит одна или несколько объемных гидромашин, то такой привод называют *объемным*.

В соответствии с тем, создают гидромашин поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели.

В *объемном насосе* перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями. Под вытеснителем понимается рабочий орган насоса, непосредственно совершающий работу вытеснения. Вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, шестерни и т.д.

В поршневом (плунжерном) насосе жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей.

Объемный гидродвигатель – это гидромашин, предназначенная для преобразования энергии потока жидкости в энергию движения выходного звена.

В *аксиально-поршневой гидромашине* (рис. 1.1) имеется несколько рабочих камер (цилиндров) 13.

Цилиндры 13 в роторе 2 расположены параллельно его оси вращения, а поршни 4 совершают возвратно-поступательное движение в результате взаимодействия с наклонным диском 5, к которому они прижимаются пружинами 3. Распределительное устройство 1 представляет собой неподвижную шайбу, к которой ротор плотно прилегает торцом. Шайба имеет два дугообразных окна «А» и «Б».

Регулирование рабочего объема машины осуществляется изменением угла γ наклона диска 5, закрепленного на люльке 8, установленной с возможностью поворота относительно оси 6 на опоре 7. Перемещение люльки осуществляется системой управления при помощи сервоцилиндра 12, шток поршня 11 которого через рычаг 9 соединен с люлькой. В исходное положение, при котором диск располагается перпендикулярно оси вращения и объем рабочих камер неизменен, люлька устанавливается пружиной 10.

По конструкции аксиально-поршневые насосы и моторы близки.

В насосе жидкость из низконапорной магистрали «Г» через окно «А» подается в увеличивающееся подпоршневое пространство, а вытесняется в магистраль «В» под высоким давлением из уменьшающегося объема через окно «Б».

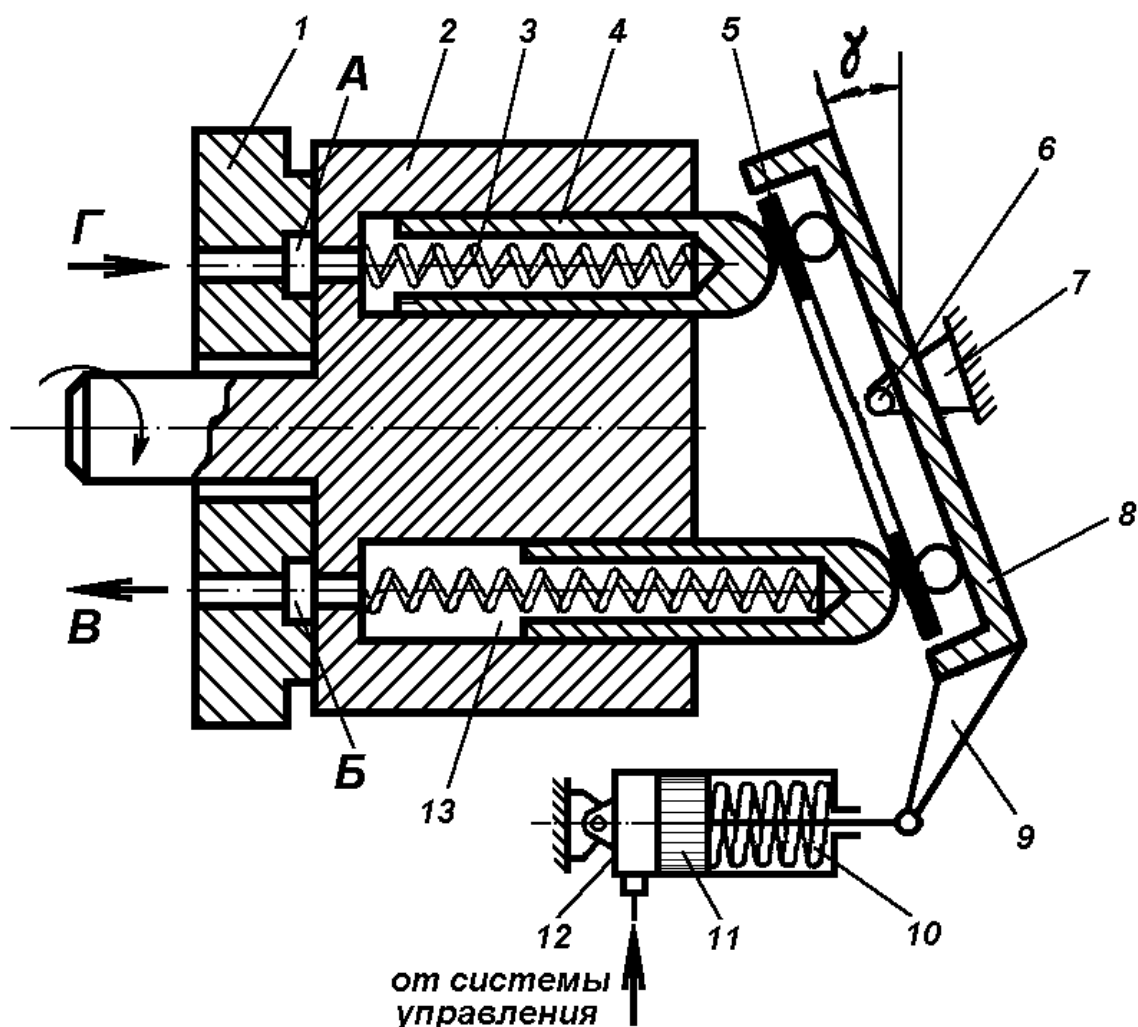


Рисунок 1.1 – Схема аксиально-поршневой гидромашины (насоса) с наклонным диском:

1 – распределительное устройство; 2 – ротор (блок цилиндров); 3 – пружина поджима поршня; 4 – поршень (плунжер); 5 – опорный диск; 6 – ось наклона люльки; 7 – опора люльки; 8 – люлька; 9 – рычаг поворота люльки; 10 – пружина сервоцилиндра; 11 – поршень сервоцилиндра; 12 – сервоцилиндр; 13 – цилиндр; А, Б – дугообразные окна; В, Г – соответственно, высоконапорная и низконапорная магистрали; γ – угол наклона опорного диска

В мотор рабочая жидкость от насоса нагнетается по высоконапорной гидролинии, поступает к распределителю 1 и далее в плунжерные полости блока цилиндров 2. Давлением масла

плунжер выталкивается из блока цилиндров. Подпятники плунжеров 4, упираясь в наклонный диск 5, за счет касательной составляющей T_n (рис. 1.2) выталкивающей силы Q скользят по наклонной шайбе, вращая блок цилиндров, а через него вал гидромотора.

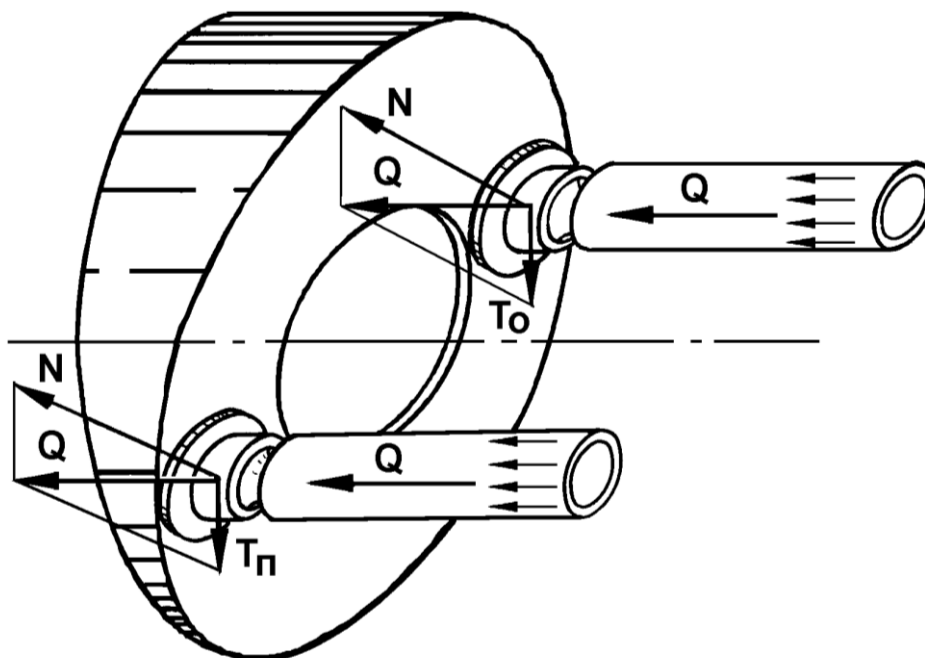


Рисунок 1.2 – Схема работы гидромотора

1.3 Основные оценочные показатели объемных гидроприводов

Преобразование энергии в гидромашине сопровождается потерями: объемными, гидравлическими и механическими.

Объемные потери ΔN_o вызываются, главным образом, утечками ΔQ жидкости через неплотности (в том числе и регулируемые утечками). Они при прочих равных условиях возрастают с перепадом давления.

Гидравлические потери ΔN_f обуславливаются гидравлическими сопротивлениями. Они определяются потерями напора ΔH (потерями давления Δp) в самой машине. Эти потери возрастают с увеличением скорости движения жидкости и не зависят от давления.

Механические потери ΔN_m – это потери от трения в подшипниках и уплотнениях гидромашин.

Применительно к насосам (с индексом «н») и гидродвигателям (с индексом «д») их баланс мощности запишется так:

$$N_H = N_{H.пл} + \Delta N_{H.о} + \Delta N_{H.г} + \Delta N_{H.м} = N_{H.вн} + \Delta N_{H.м}; \quad (1.1)$$

$$N_{д.пт} = N_д + \Delta N_{д.о} + \Delta N_{д.г} + \Delta N_{д.м} = N_{д.вн} + \Delta N_{д.о} + \Delta N_{д.м}, \quad (1.2)$$

где N_H – мощность насоса (мощность, потребляемая насосом), кВт;

$N_{H.пл}$ – полезная мощность насоса (мощность, сообщаемая насосом жидкости), кВт;

$\Delta N_{H.о}$ – объемные потери в насосе, кВт;

$\Delta N_{H.г}$ – гидравлические потери в насосе, кВт;

$\Delta N_{H.м}$ – механические потери в насосе, кВт;

$N_{H.вн}$ – внутренняя мощность насоса (мощность потока внутри насоса), кВт;

$N_{д.пт}$ – мощность, потребляемая гидродвигателем (мощность, отдаваемая потоком жидкости гидродвигателю), кВт;

$N_д$ – мощность двигателя (мощность, отдаваемая двигателем, полезная мощность), кВт;

$\Delta N_{д.о}$ – объемные потери в двигателе, кВт;

$\Delta N_{д.г}$ – гидравлические потери в двигателе, кВт;

$\Delta N_{д.м}$ – механические потери в двигателе, кВт;

$N_{д.вн}$ – внутренняя мощность двигателя (мощность потока внутри гидродвигателя), кВт.

Полезная мощность насоса и мощность, потребляемая гидродвигателем, определяются как мощность потока по уравнениям

$$N_{H.пл} = 10^{-3} \cdot \rho \cdot g \cdot H_H \cdot Q_H = 10^{-3} \cdot p_H \cdot Q_H; \quad (1.3)$$

$$N_{д.пт} = 10^{-3} \cdot \rho \cdot g \cdot H_д \cdot Q_д = 10^{-3} \cdot p_д \cdot Q_д, \quad (1.4)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

H_H – напор насоса, м;

Q_H – подача насоса (объемный расход жидкости на выходе насоса), м³/с;

p_H – давление насоса, МПа;

$H_д$ – напор двигателя, м;

Q_d – расход двигателя (объемный расход жидкости на входе в гидродвигатель), м³/с;

p_d – давление двигателя, МПа.

Эксплуатационные качества гидромашин характеризуются значениями величин, называемых техническими показателями.

Основные технические показатели насосов:

n_n – частота вращения входного звена, об/мин;

ω_n – угловая скорость, с⁻¹;

M_n – крутящий момент, Нм;

Q_n – подача (производительность), м³/с;

$Q_{н.т}$ – теоретическая подача, м³/с;

p_n – давление, МПа;

N_n – мощность насоса, кВт;

$N_{н.пл}$ – полезная мощность, кВт;

η_n – КПД насоса;

$\eta_{н.о}$ – объемный КПД.

Мощность насоса

$$N_n = M_n \cdot \omega_n = 2\pi \cdot n_n \cdot M_n = p_n \cdot Q_n / \eta_n \quad (1.5)$$

Подача

$$Q_n = Q_{н.т} \cdot \eta_{н.о} \quad (1.6)$$

Значения $Q_{н.т}$, определяемые рабочим объемом насоса $V_{н.р}$ и частотой n_n , а так же $\eta_{н.о}$ приводятся в справочной литературе.

Основные технические показатели гидромоторов: n_d — частота вращения выходного звена, об/мин; ω_d – угловая скорость, с⁻¹; M_d – крутящий момент, Нм; Q_d – расход, м³/с; $Q_{д.т}$ – теоретический расход, м³/с; p_d – давление, МПа; N_d – мощность гидромотора, кВт; $N_{д.пт}$ – потребляемая мощность, кВт; η_d – КПД гидромотора; $\eta_{д.о}$ – объемный КПД.

Мощность гидромотора

$$N_d = M_d \cdot \omega_d = 2\pi \cdot n_d \cdot M_d = p_d \cdot Q_d \cdot \eta_d \quad (1.7)$$

Основные технические показатели гидропередачи с вращательным движением входного и выходного звеньев: передаточное отношение, коэффициент трансформации момента и КПД гидропередачи.

Передаточное отношение i

$$i = n_d / n_n. \quad (1.8)$$

Коэффициент трансформации момента K_M

$$K_M = M_d / M_n. \quad (1.9)$$

КПД гидропередачи $\eta_{гп}$

$$\eta_{гп} = N_d / N_n = K_M \cdot i. \quad (1.10)$$

КПД насоса, определяемый отношением полезной мощности и мощности потребляемой, может быть также определен по уравнению

$$\eta_n = \eta_{н.г} \cdot \eta_{н.о} \cdot \eta_{н.м}, \quad (1.11)$$

где $\eta_{н.г}$, $\eta_{н.о}$ и $\eta_{н.м}$ – соответственно гидравлический, объемный и механический КПД насоса.

Аналогично определяется и КПД двигателя

$$\eta_d = \eta_{д.г} \cdot \eta_{д.о} \cdot \eta_{д.м}, \quad (1.12)$$

где $\eta_{д.г}$, $\eta_{д.о}$ и $\eta_{д.м}$ – соответственно механический, гидравлический и объемный КПД двигателя.

В гидромашинах отделить механические потери от гидравлических экспериментально не удастся. Поэтому в справочниках указываются только КПД и объемный КПД гидромашин.

КПД гидропередачи

$$\eta_{гп} = \eta_n \cdot \eta_d \cdot \eta_c, \quad (1.13)$$

где $\eta_{гп}$ и η_c , – соответственно КПД гидропередачи и сети (гидролинии).

Объемные утечки в процессе эксплуатации меняются и зависят от сопряжении между деталями, соединяющими полости высокого и низкого давления, а также от значения давления и вязкости жидкости.

Утечки жидкости через зазоры прямо пропорциональны перепаду давлений и находятся в кубической зависимости от зазора в сопряжениях. Поэтому увеличение зазоров при износе резко снижает КПД и соответственно эксплуатационные характеристики машины.

При работе гидронасоса часть рабочей жидкости перетекает через зазоры (дренаж) из полостей высокого давления в полости

низкого давления, обуславливая объемные потери, оцениваемые объемным КПД.

1.4 Принцип действия и основы конструкции гидродинамических передач (гидромуфты, гидротрансформатор)

В гидродинамических агрегатах рабочий процесс осуществляется за счет кинетической энергии потока движущейся жидкости.

Гидродинамические передачи имеют в своем составе гидромуфту (гидравлическое сцепление) либо гидротрансформатор.

Гидромуфта представляет собой двухэлементную лопастную машину, включающую в себя центробежный насос (ведущее насосное колесо) и центростремительную турбину (ведомое турбинное колесо). Вал насоса соединен с коленчатым валом двигателя, а вал турбины – с механизмами трансмиссии, расположенными за гидромуфтой. Таким образом, при циркуляции рабочей жидкости между насосом и турбиной гидромуфта осуществляет передачу энергии от двигателя к трансмиссии.

Оба колеса агрегата размещены в корпусе, заполненном примерно на 4/5 своего объема турбинным маслом. Радиально расположенные лопасти выполняются обычно плоскими. При вращении насосного колеса кинетическая энергия жидкости, расположенной между его лопастями и движущейся под действием центробежной силы, передается турбинному колесу. Передача энергии может происходить только в том случае, если турбинное колесо вращается с меньшей скоростью, чем насосное. Таким образом, передача энергии в гидромуфте может иметь место только при относительном проскальзывании лопастных

колес, когда между лопастями насосного и турбинного колес обеспечивается циркуляция жидкости.

Момент на турбинном колесе всегда равен моменту на насосном:

$$M_T = M_H \quad (1.14)$$

где M_T и M_H – соответственно крутящие моменты на турбинном и насосном колесах, Нм.

Разница угловых скоростей обуславливает то, что мощности на турбинном и насосном колесах не равны:

$$N_T = \omega_H \cdot M_T / 1000; \quad (1.15)$$

$$N_H = \omega_T \cdot M_H / 1000, \quad (1.16)$$

где N_T и N_H – соответственно мощности на турбинном и насосном колесах, кВт;

ω_T и ω_H – соответственно угловые скорости вращения турбинного и насосного колес, 1/с.

Таким образом, КПД гидромукты

$$\eta_{ГМ} = N_T / N_H = \omega_T \cdot M_T / (\omega_H \cdot M_H), \quad (1.17)$$

где $\eta_{ГМ}$ – КПД гидромукты.

При остановленной турбине момент на ней максимален, а $\eta_{ГМ} = 0$.

Кинематическое передаточное отношение агрегата $i_{ГМ}$.

$$i_{ГМ} = \omega_T / \omega_H. \quad (1.18)$$

При установке на самоходной машине гидромукта увеличивает плавность трогания с места, устойчивость движения в тяжелых дорожных условиях с малой скоростью при достаточно высокой угловой скорости коленчатого вала двигателя и большом крутящем моменте (за счет проскальзывания гидромукты); при этом снижаются динамические нагрузки в трансмиссии; разобщение двигателя и трансмиссии в процессе торможения происходит автоматически при снижении скорости движения, что не позволяет двигателю остановиться.

Гидромуфты не получили широкого применения потому, что при их установке снижается топливная экономичность вследствие неизбежного проскальзывания, вызывающего потери мощности (1...3%), сопровождающиеся нагревом рабочей жидкости. К тому же, гидромуфты обладают худшими эксплуатационными характеристиками, чем трехэлементные гидродинамические машины (гидротрансформаторы) при близком к ним увеличении сложности, металлоемкости и сложности трансмиссии.

Простейший гидротрансформатор (рис. 1.3 а), состоящий из трех лопастных колес (насосного 4, соединенного с входным валом 1, турбинного 3, соединенного с выходным валом 6, и реактора 5, закрепленного в корпусе 2 агрегата) представляет собой преобразователь, плавно автоматически изменяющий величину передаваемого крутящего момента в зависимости от нагрузки.

Работает простейший гидротрансформатор следующим образом.

При вращении коленчатого вала масло, находящееся между лопатками насосного колеса 4, под действием центробежных сил перемещается от внутренних краев лопаток к внешним. Ударяясь о лопатки турбинного колеса (турбины) 3, масло отдает ей часть накопленной кинетической энергии, вследствие чего турбина начинает вращаться в том же направлении, что и насосное колесо. Из турбины масло поступает к лопаткам реактора 5, изменяющим направление струй, а затем – к внутренним краям лопаток насосного колеса 4. Таким образом, масло циркулирует по замкнутому контуру «насос – турбина – реактор – насос».

Анализ развертки лопаток рабочих колес гидротрансформатора и изменения направления потока жидкости (рис. 1.3, б) показывает, что поток масла выходит из насосного колеса 4 по направлению абсолютной скорости V_a , которая равна геометрической сумме переносной (окружной) скорости V_n и относительной V_o перемещения масла вдоль лопаток.

Поток масла, сходящий с лопаток насосного колеса 4, воздействует на профилированную поверхность лопаток турбинного колеса 3 и передает часть энергии этому колесу.

Направление абсолютной скорости потока жидкости V_a' , сходящего с лопаток турбинного колеса, не остается постоянным и зависит от частоты вращения турбинного колеса. С лопаток турбины масло поступает на лопатки реакторного колеса 5 (см. рис. 1.3).

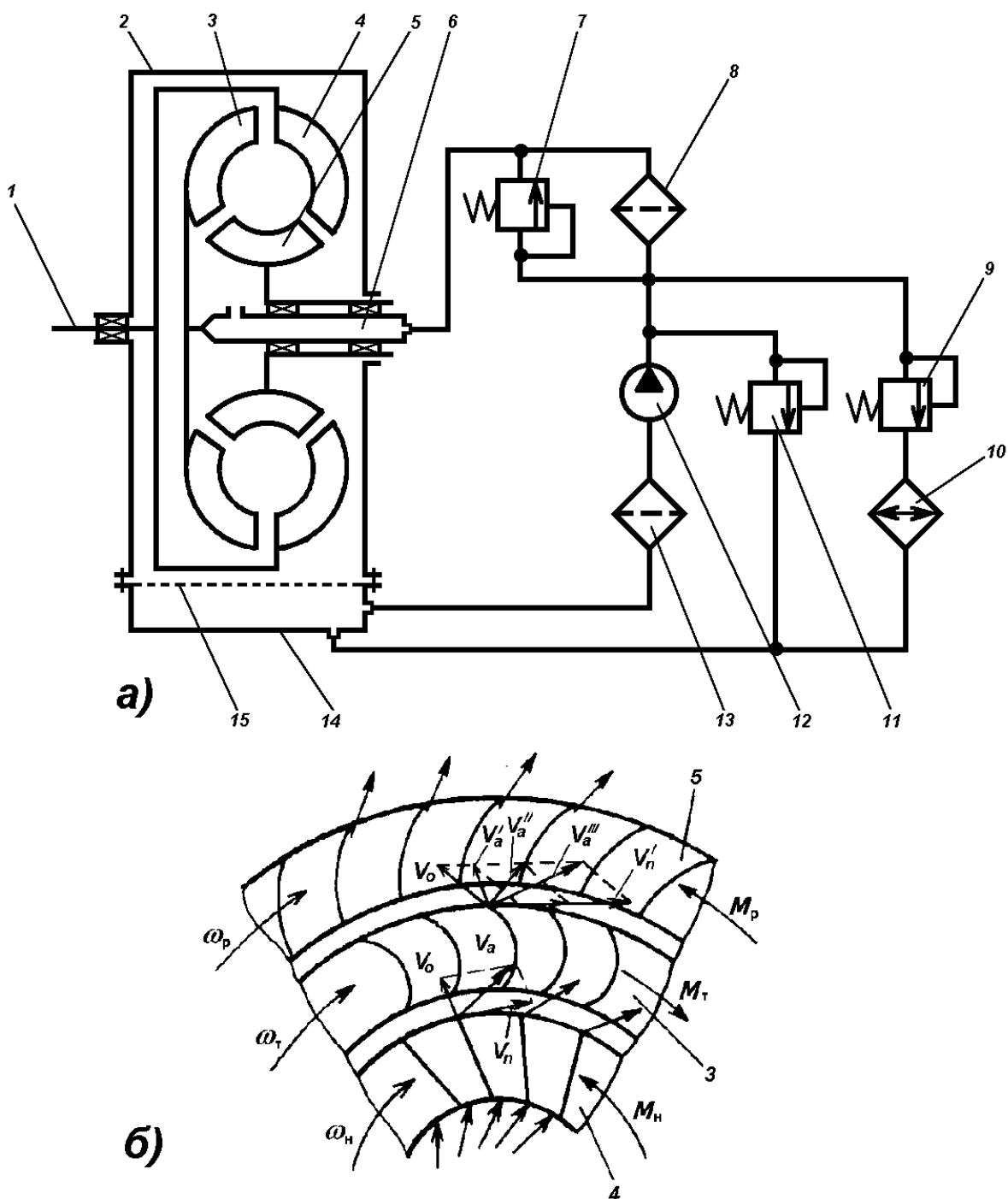


Рисунок 1.3 – Простейший гидротрансформатор:

а – схема; б – развертка лопаток колес и изменение направления потока жидкости; 1 – входной вал; 2 – корпус; 3 – турбинное колесо; 4 – насосное колесо; 5 – реактор (реакторное колесо); 6 – выходной вал; 7 – перепускной клапан фильтра; 8 – фильтр; 9 – переливной клапан круга циркуляции; 10 – радиатор; 11 –

предохранительный клапан насоса; 12 – насос подпитки; 13 – фильтр-заборник; 14 – поддон корпуса (масляная ванна); 15 – пеноразрушающая сетка; V_a , V_n и V_o – соответственно абсолютная, переносная (окружная) и относительная скорости перемещения масла вдоль лопаток, м/с; ω_n , ω_T , и ω_p – соответственно угловые скорости вращения насосного, турбинного и реакторного колес, 1/с; M_n , M_T и M_p – соответственно крутящие моменты на насосном, турбинном и реакторном колесах, Нм

Способность гидротрансформатора преобразовывать момент объясняется на основании закона равенства моментов количества движения

$$dk/dt = M_n + M_p - M_T, \quad (1.19)$$

где dk/dt – главный момент количества движения системы, Нм;

M_p – крутящий момент на колесе реактора, Нм.

Следовательно, при установившемся движении ($dk/dt = 0$)

$$M_T = M_n + M_p. \quad (1.20)$$

При $M_p = 0$, $M_T = M_n$, что характерно для гидромукты.

Для функционирования гидротрансформатора необходимо заполнить его жидкостью, что обеспечивается системой подпитки (см. рис. 1.3, а). Рассмотрим ее конструкцию и работу на примере агрегата ЛГ-400-35 трактора ДТ-175С.

Рабочая жидкость (масло) забирается из поддона 14 через фильтр-заборник 13 насосом подпитки 12, приводимым во вращение от входного вала 1. Максимальное давление в системе подпитки ограничивается предохранительным клапаном 11. Дополнительная очистка масла, поступающего в гидротрансформатор, осуществляется фильтром 8. При его засорении и понижении пропускной способности открывается включенный параллельно с фильтром перепускной клапан 7, обеспечивая поступление необходимого количества масла в гидротрансформатор, однако без его очистки. Переливной клапан круга циркуляции 9 поддерживает необходимое давление масла во внутренних полостях гидротрансформатора, заполнение которых осуществляется через канал в выходном валу 6. После достижения необходимого давления подпитки открывается переливной клапан 9 и часть масла через радиатор 10 возвращается в поддон 14. Циркуляция масла по этому контуру снижает тепловую напряженность агрегата. Из внутренних полостей

гидротрансформатора масло через зазоры поступает в корпус агрегата 2 и сливается в поддон, снабженный пеноразрушающей сеткой 15.

Основными параметрами, по которым оценивают гидротрансформатор, являются: передаточное отношение, коэффициент трансформации, КПД, коэффициент прозрачности.

Передаточное отношение агрегата $i_{ГТ}$.

$$i_{ГТ} = \omega_T / \omega_H. \quad (1.21)$$

Коэффициент трансформации K характеризуется отношением моментов на валах турбины и насоса.

$$K = M_T / M_H. \quad (1.22)$$

Максимальное значение K соответствует остановленной турбине и лежит в пределах 2...4 (в зависимости от конструкции). По мере увеличения передаточного отношения коэффициент уменьшается.

КПД определяет экономичность работы гидротрансформатора и обычно определяется выражением

$$\eta_{ГТ} = N_T / N_H = \omega_T \cdot M_T / (\omega_H \cdot M_H) = K \cdot i_{ГТ}. \quad (1.23)$$

Коэффициент прозрачности Π характеризует свойство трансформатора нагружать двигатель.

Непрозрачный гидротрансформатор ($\Pi = 1$) не изменяет нагрузочный режим двигателя, но сложен по конструкции и имеет невысокий КПД.

Наиболее распространенные гидротрансформаторы с прямой прозрачностью ($\Pi > 1$) увеличивают нагрузку на двигатель при увеличении загрузки турбины. Обычно применяются агрегаты с $\Pi = 1,2...2,5$. В ряде случаев это позволяет использовать приспособляемость двигателя для преодоления повышенного сопротивления движению.

Внешняя характеристика гидротрансформатора, представляющая собой совокупность зависимостей крутящих моментов на насосе и турбине (или коэффициента трансформации), а также КПД от передаточного отношения при постоянной частоте вращения вала насоса, изображена на рисунке 1.4.

Она состоит из трех зон.

Зона «А» является рабочей. В ней крутящие моменты на насосном колесе и реакторе направлены в одну сторону, коэффициент K изменяется от максимального значения при $i_{ГТ} = 0$ до $K = 1$ при $i_{ГТ} = 0,6...0,8$. Чем больше нагрузка, тем меньше угловая скорость турбины ω_T по сравнению с угловой скоростью насоса ω_H , тем больше момент M_T .

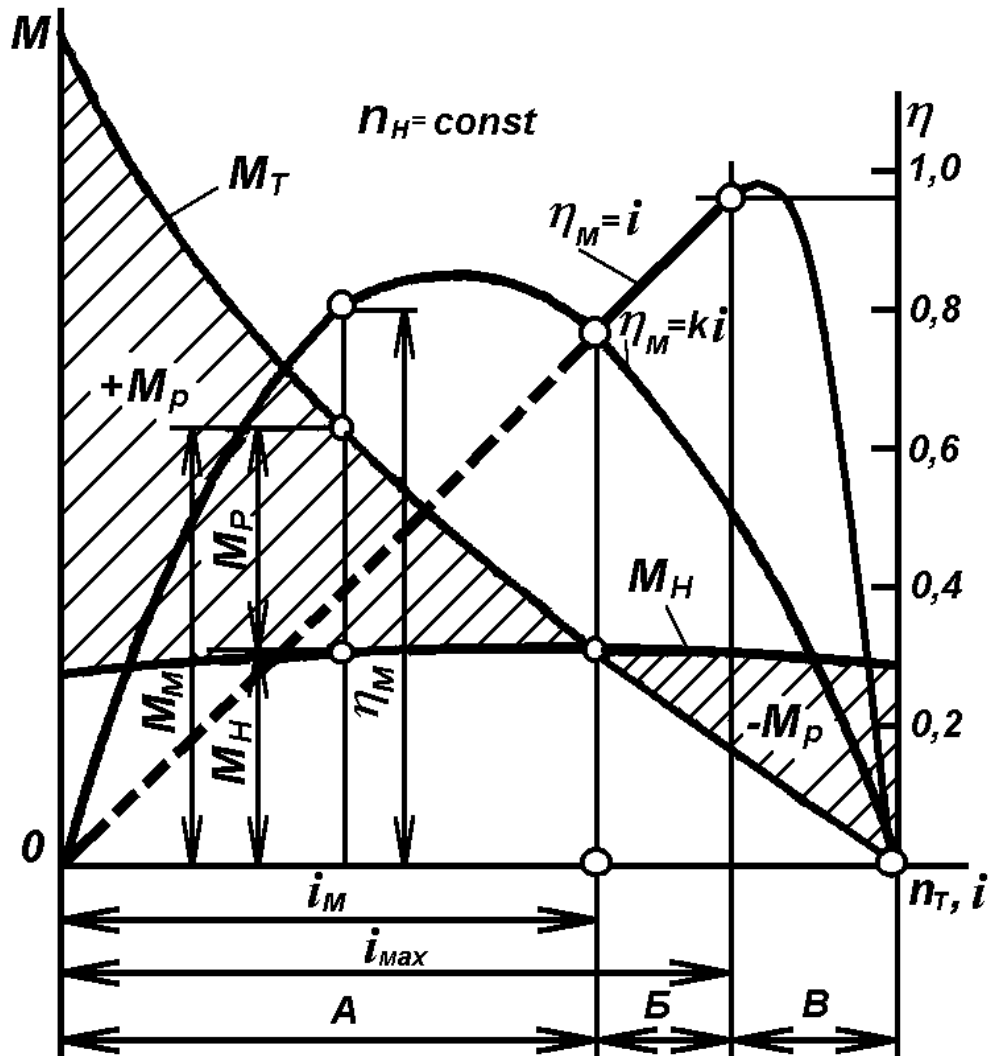


Рисунок 1.4 – Внешняя характеристика простейшего гидротранс-форматора

КПД гидротрансформатора изменяется по закону, близкому к квадратичной параболе. Для сравнения на внешней характеристике штриховой линией приведен также закон изменения КПД гидромуфты., для которой $K = 1$, и, следовательно, $\eta_{ГТ} = i_{ГТ}$. Из сравнения характеристик следует, что до тех пор, пока $K > 1$, $\eta_{ГТ} > \eta_{ГМ}$.

Следовательно, гидротрансформатор на рабочем режиме обеспечивает не только лучшие тягово-скоростные качества, но и топливную экономичность.

В зоне «Б» ($i_{ГТ} > 0,6...0,8$) поток масла, сходящего с лопаток турбины, воздействует на выпуклые (тыльные) стороны лопаток ($V_{a''}$) и момент реактора меняет направление по отношению к моменту на насосном колесе, делая $K < 1$. Из сравнения характеристик следует, что $\eta_{ГТ} < \eta_{ГМ}$ и желательно перейти на режим гидромуфты, исключив реактор из рабочего процесса. Это достигается путем соединения реактора с корпусом агрегата при помощи муфты свободного хода. Такой агрегат называется комплексным.

В зоне «А» муфта заклинивается и соединяет реактор с корпусом, включая его в работу. В зоне «Б» муфта свободного хода расклинивается, реактор начинает вращаться в том же направлении, что и турбина, не участвуя в рабочем процессе. Трансформатор переходит на режим гидромуфты, при этом величина передаваемого момента не изменяется.

В зоне «В» по мере сближения угловых скоростей турбинного и насосного колес циркулирующий между ними поток жидкости начинает исчезать, прекращая передачу агрегатом крутящего момента при $i_{ГТ} = 0$.

Для устранения этого явления гидротрансформатор в зоне «В» блокируют, соединяя насосное и турбинное колеса с помощью фрикционных или зубчатых муфт для повышения КПД агрегата до 1 (рис. 1.5, а).

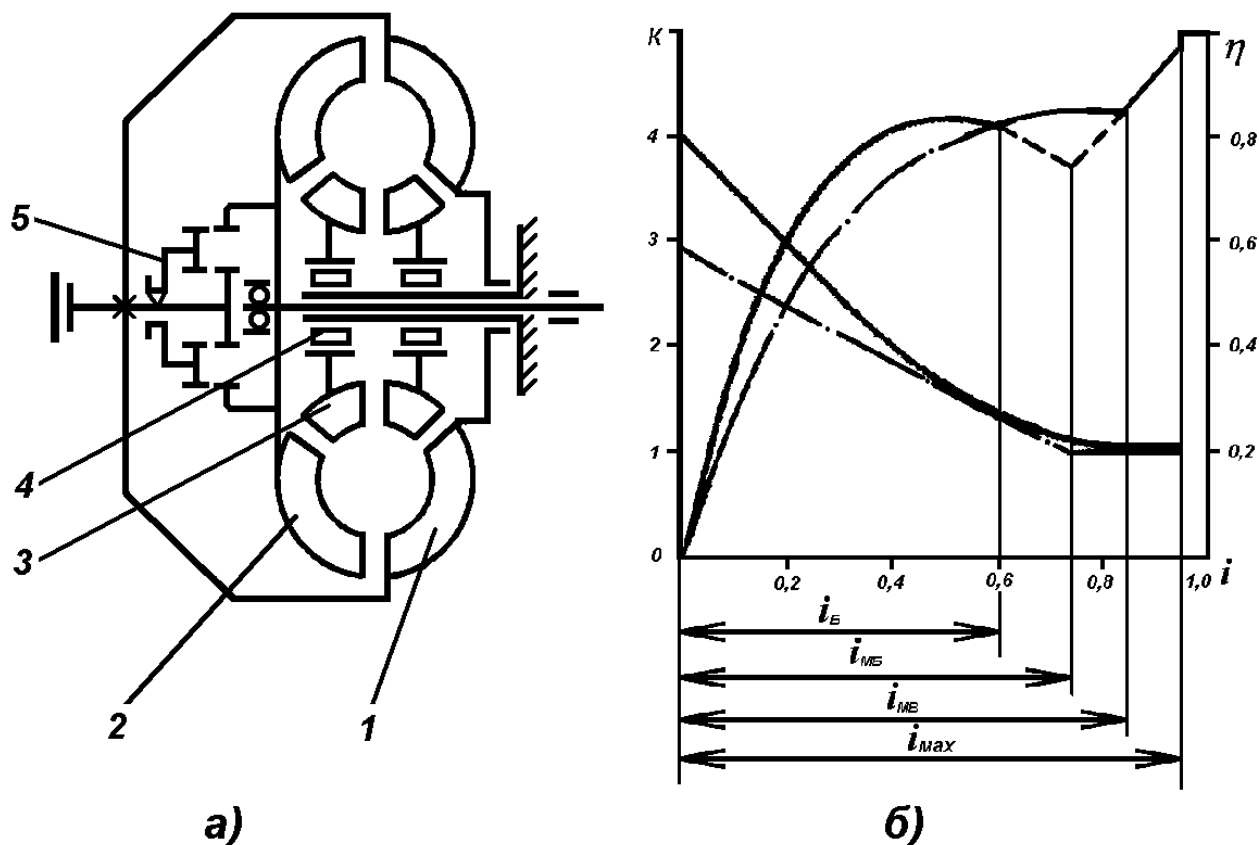


Рисунок 1.5 – Одноступенчатый гидротрансформатор с двумя реакторами и зубчатой муфтой блокировки:

а – схема гидротрансформатора, б – внешняя характеристика

В рабочем диапазоне гидротрансформатора его максимальный КПД составляет 0,85...0,92, на режиме гидромуфты он достигает 0,97. Однако область высоких значений КПД (более 0,7) в рабочем диапазоне гидротрансформатора относительно невелика. Для ее расширения агрегат выполняется одноступенчатым с двумя реакторами (рисунок 1.5, а), каждый из которых установлен на отдельной муфте свободного хода, или двухступенчатыми (с двумя турбинами).

Внешняя характеристика агрегата с двумя реакторами приведена на рисунке 1.5 б.

В агрегате с двумя реакторами при малых $i_{ГТ}$ значениях оба колеса неподвижны. Одно колесо дополняет другое, при этом функционально образуется единый реактор, сильно закручивающий поток, в результате чего достигаются высокие значения коэффициента трансформации и КПД. Если бы при $i_{ГТ} > i_6$ оба

колеса работали как один реактор, то переход на режим гидромуфты происходил при меньшем значении i_{2m} ($i_{2m} = i_{МБ}$) с ощутимым снижением КПД.

При средних значениях $i_{ГТ}$ первая ступень реактора под действием потока освобождается и свободно вращается, не воздействуя на поток.. Вторая ступень реактора продолжает изменять направление движения жидкости. При этом из-за меньших потерь максимум КПД смещается в зону средних значений $i_{ГТ}$ на место прежнего снижения.

При дальнейшем увеличении $i_{ГТ}$ до $i_{МВ}$ отключается вторая ступень реактора, и тогда гидротрансформатор переходит в режим гидромуфты.

При $i_{ГТ} = i_{\max}$ включается блокировочная муфта и тогда КПД скачком достигает единицы (если пренебречь механическими потерями в гидротрансформаторе).

К достоинствам гидротрансформатора следует отнести:

- способность автоматически изменять передаточное отношение при изменении сопротивления движению, что облегчает управление и повышает средние скорости движения;
- способность гасить крутильные колебания в трансмиссии и снижать возможность передачи ударных нагрузок; повышение проходимости в тяжелых дорожных условиях;
- малые габариты и масса.

Однако некоторые недостатки, присущие гидротрансформатору, не позволяют пока применять его достаточно широко.

К ним относятся:

- сравнительно более низкий, чем у ступенчатых коробок передач, КПД, причем высокие значения КПД гидротрансформатора лежат в узких пределах, что приводит к снижению топливно-экономических свойств машины в некоторых условиях;

- невозможность автономного использования гидротрансформатора из-за сравнительно малого диапазона и сложности реверсирования, вследствие чего гидротрансформатор

всегда применяется совместно со ступенчатой коробкой передач;

- гидротрансформаторы (как и гидромуфты) не обеспечивают необходимой быстроты и чистоты кинематического разъединения ведущих и ведомых частей. Вследствие чего при работе с коробкой передач, в которой переключение осуществляется с разрывом потока мощности, между двигателем и гидротрансформатором устанавливается фрикционное сцепление;
- сложность конструкции, а, следовательно, и более высокая стоимость.

Контрольные вопросы

1. *Что называется гидроприводом и гидропередачей?*
2. *Из каких основных элементов состоит насосный гидропривод и каково их назначение?*
3. *Какими эксплуатационными возможностями обладает реверсивный регулируемый привод?*
4. *Каковы характерные особенности объемных гидравлических машин и приводов?*
5. *Каковы конструктивные особенности, достоинства и недостатки аксиально-поршневых гидравлических машин?*
6. *Какими видами потерь сопровождается преобразование энергии в гидромашине и чем каждый из них вызывается?*
7. *Из каких составляющих складывается баланс мощности насоса и гидродвигателя?*
8. *По каким основным техническим показателям оценивают насосы, гидравлические моторы и приводы?*
9. *В чем состоят конструктивные особенности гидромуфты и гидротрансформатора и как они влияют на их параметры?*
10. *Каковы особенности конструкции и преимущества комплексных трансформаторов с несколькими реакторами?*
11. *Каковы достоинства и недостатки гидротрансформаторов?*